

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Dílenský zvedák  
Service Jack

Student:

Jan Holeš

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2011

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě : .....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Holeš

Adresa trvalého pobytu autora práce:

J. Maluchy 126/7

Ostrava – Dubina, 700 30

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HOLEŠ, J. *Dílenský zvedák : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB–Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011. 4 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem dílenského zvedáku s maximální nosností 1 t a maximální výškou zdvihu 2300 mm. V úvodu práce jsou srovnány dostupné zvedáky na trhu. Na základě srovnání jednotlivých zvedáků je navrženo vhodné řešení konstrukce dílenského zvedáku. Poté je navrženo rameno a jsou počítány síly, které jej zatěžují. Následuje návrh dalších důležitých částí celého zařízení. Dále jsou provedeny pevnostní výpočty čepů a svarů, které se na zvedáku vyskytují. Na závěr je uveden technický popis navrženého zvedáku s popisem jeho funkce. K práci je přiložena také výkresová dokumentace.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HOLEŠ, J. *Service Jack : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, 2011. 40 p. Thesis head: Kovář, L.

The Bachelor thesis deals with a design of service jack with maximum load 1 t and maximum lifting 2300 mm. In the introduction, the author compares the service jacks that are available on the market. On the basis of comparison of individual jacks the suitable design of service jack is chosen. Then the lift arm is designed and loading forces are calculated. After that the designing of the other important parts of the device follows. Next, the strength calculations of the pivots and welds are made. At the end of the thesis a technical description and a description of the function of designed service jack is noted. There is the drawing documentation attached to the thesis.

# Obsah

Seznam použitého značení.....	6
1 Úvod .....	7
1.1 Cíle bakalářské práce .....	7
2 Mobilní dílenské zvedáky .....	8
2.1 Dílenský jeřáb GWK 1000 od firmy Güde .....	8
2.2 Jeřábový vozík KOVO CHEB J1200 .....	9
2.3 Jeřábový vozík W 108SE .....	10
2.4 Hydraulický ruční jeřáb ZHR-1000/P .....	11
2.5 Ruční hydraulický jeřáb ZHR-300/S .....	13
3 Návrh dílenského zvedáku .....	14
3.1 Koncepční návrh dílenského zvedáku .....	14
3.2 Návrh ramene zvedáku .....	15
3.2.1 Návrh výsuvné části ramene .....	15
3.2.2 Návrh pevné části ramene .....	17
3.3 Výpočet sil působících na rameno a volba hydr. válce .....	19
3.3.1 Výpočet reakcí $R_A$ a $R_H$ .....	19
3.3.2 Výpočet reakcí $R_B$ a $R_C$ a volba hydraulického válce .....	21
3.4 Vzpěra .....	24
3.5 Spodní rám .....	25
3.6 Kola .....	26
3.7 Volba čepů .....	27
3.7.1 Čep A .....	28
3.7.2 Čep B .....	29
3.7.3 Čep C .....	31
3.7.4 Čep D .....	32
3.7.5 Čep E .....	33
3.7.6 Čep F .....	34
3.8 Kontrola svarů .....	35
3.8.1 Svary v blízkosti kloubu ramene – svary 1, 2, 3 .....	36
3.8.2 Svar 4 .....	40
4 Technický popis zařízení .....	41
5 Závěr .....	42
Použitá literatura .....	43
Seznam příloh .....	44

## Seznam použitého značení

$G$	Tíhová síla	[N]
$J_y$	Kvadratický moment průřezu	[m <sup>4</sup> ]
$M_O$	Ohybový moment	[Nm]
$R$	Reakce	[N]
$Re$	Mez kluzu	[MPa]
$W_O$	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$a$	Délka	[m]
$b$	Délka	[m]
$c$	Délka	[m]
$d$	Délka, průměr	[m]
$g$	Tíhové zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$k_S$	Statická bezpečnost	[-]
$k_3$	Převodní součinitel čelní	[-]
$k_4$	Převodní součinitel boční	[-]
$m$	Hmotnost	[kg]
$p$	Tlak	[MPa]
$p_D$	Dovolený tlak	[MPa]
$\alpha$	Úhel naklopení ramene	[°]
$\beta$	Úhel naklopení hydr. válce, součinitel tl. kout. svaru	[°], [-]
$\sigma_{DOV}$	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_O$	Ohybové napětí	[°]
$\sigma_{RED}$	Redukované napětí	[MPa]
$\tau$	Smykové napětí	[MPa]

# 1 Úvod

Cílem bakalářské práce je navrhnout mobilní dílenský zvedák, jehož nosnost se řídí vysunutím nosného ramene, které se dá vysunout do čtyř poloh s nosnostmi 400, 600, 800 a 1000 kg. V první části bakalářské práce bude uvedena literární rešerše, kde budou nastíněny různé varianty konstrukce dílenských zvedáků a jejich konstrukčních uzlů a následně bude vybráno vhodné řešení, které odpovídá zadání bakalářské práce. V další části bude popsáno celkové projekční a detailní konstrukční řešení včetně pevnostní kontroly důležitých prvků zařízení. Práce je zaměřena především na návrh rámu, ostatní díly jako hydraulický válec, pojezdová kola, hák atd. jsou použity typizované.

## 1.1 Cíle bakalářské práce

- vypracovat rešerši odpovídajících zařízení
- vybrat vhodné řešení
- konstrukční návrh rámu zvedáku
- pevnostní kontrola čepových a svarových spojení
- vytvořit výkresovou dokumentaci

## 2 Mobilní dílenské zvedáky

Dílenskými zvedáky se obvykle rozumí relativně jednoduché, malé zařízení, určené pro zvedání břemen o hmotnosti od 0,5 do 2 tun. Využívají se hlavně v dílnách a malých halách pro zvedání motorů nebo technologických zařízení při jejich montáži a demontáži nebo pro zvedání jiných těžkých břemen. Tyto zvedáky jsou obvykle posazeny na kolečkách, takže je umožněno i pojíždění s břemenem na krátké vzdálenosti. Rameno je obvykle výložníkového typu a umožňuje tak vysunutí do několika poloh s různými nosnostmi. Zvedání ramene bývá nejčastěji zajištěno přímočarým hydromotorem s ručním pohonem a s ochranou proti přetížení.

### ***2.1 Dílenský jeřáb GWK 1000 od firmy Güde***

Tento dílenský jeřáb je určen pro zvedání jakýchkoli nákladů do hmotnosti 1000 kg. Je snadno rozebíratelný, spojovací prvky tvoří šrouby nebo čepy. Rameno jeřábu je možno vysouvat do čtyř různých poloh, při nichž má různé nosnosti. Na konci ramene je řetěz s hákem, na který se upevňuje zvedaný náklad. Rameno je otočné pouze ve vertikálním směru. Zvedání a pokládání ramene s nákladem je zajištěno přímočarým hydraulickým motorem s ručním pohonem a pojistným ventilem. Základna přístroje je ze čtyřhranných trubek 70 x 70 x 2,5 mm a je postavena na šesti kolečkách, čímž je zajištěn možný posuv přístroje i s nákladem. Pro lepší stabilitu přístroje se nohy rozšiřují pod mírným úhlem. Dá se velmi snadno složit pro úsporu místa při uložení a transportu. Parametry tohoto jeřábu jsou naznačeny v tab. 1.





Obr. 2.1 – Jeřáb GWK 1000 [1]

Tab. 1: Technické parametry dílenského jeřábu GWK 1000 [1]

<b>Nosnost do (v 1./2./3./4. poloze)</b>	1000/800/600/400 kg
<b>Délka výložníku</b>	870 – 1140 mm
<b>Maximální výška zdvihu</b>	2350 mm
<b>Rozměry základního podstavce (d x š)</b>	1620 x 810 mm
<b>Rozměry složeného jeřábu (d x š x v)</b>	550 x 700 x 1490 mm
<b>Hmotnost (cca)</b>	137 kg

## 2.2 Jeřábový vozík KOVO CHEB J1200

Tento jeřábový vozík je určen pro manipulaci břemen, jejichž maximální hmotnost je 1200 kg. Je vhodný zejména pro demontáž automobilových motorů a různé technologické manipulace při opravách a výměnách zařízení, jejich přepravě a nákladce. Je vybaven hydraulickým agregátem s ručním pohonem a ochranou proti přetížení. Rameno je výsuvné a umožňuje dvě různé délky vyložení. Na konci ramene je opět řetěz s hákem. I tato konstrukce umožňuje složení vozíku jednoduchým vytažením čepu a zvednutím prodloužených nohou do vertikální polohy. Parametry vozíku jsou vypsány v tab. 2.



Obr. 2.2 – Jeřábový vozík KOVO CHEB J1200 [2]

Tab. 2: Technické parametry jeřábového vozíku KOVO CHEB J1200 [2]

<b>Nosnost do (v 1./2. poloze)</b>	1200/850 kg
<b>Min./max. délka ramene</b>	835/1345 mm
<b>Maximální zdvih</b>	2500 mm
<b>Hlavní rozměry (d x š x v)</b>	2680 x 960 x 1950 mm

### 2.3 Jeřábový vozík W 108SE

Podobná konstrukce jako u předchozích typů. Rameno má čtyři různé délky vyložení při čtyřech různých nosnostech. Zvedání břemene je realizováno hydraulickým válcem s ručním pohonem, který je připevněn k ramenu čepem a opírá se o stojan připevněný k základně. Celá konstrukce stojí na čtyřech kolečkách, čímž je umožněn její pohyb. I tento jeřáb je skládací, aby nezabíral mnoho místa při jeho skladování nebo transportu. Kvůli absenci třetího páru kol je však jeho přemístění ve složeném stavu, oproti dvěma předchozím jeřábům, obtížnější. Parametry tohoto jeřábu jsou vypsány v tab. 3.



Obr. 2.3 – Jeřábový vozík W 108SE [3]

Tab. 3: Technické parametry jeřábového vozíku W 108SE [3]

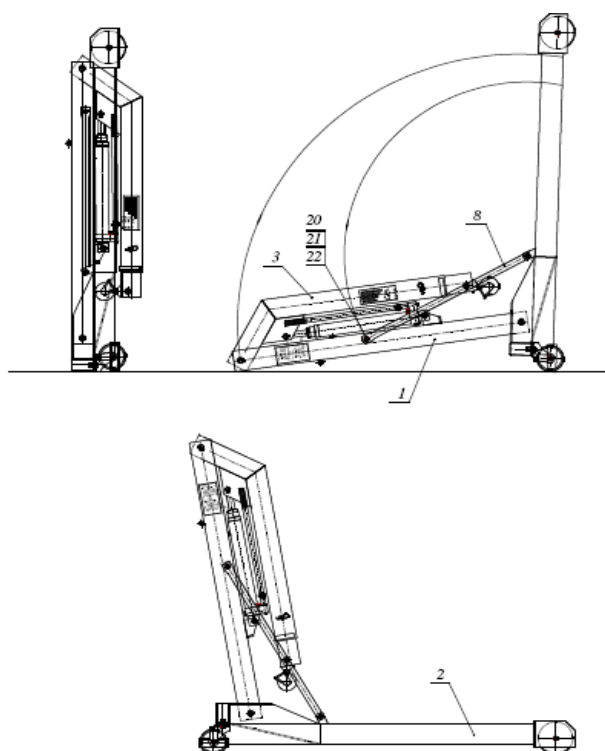
<b>Nosnost do (v 1./2./3./4. poloze)</b>	1000/800/500/300 kg
<b>Min./max. délka ramene</b>	1080/1380 mm
<b>Min./max. zdvih</b>	240/2400 mm
<b>Hlavní rozměry (d x š x v)</b>	1560 x 980 x 1650 mm
<b>Hmotnost</b>	110 kg

## 2.4 Hydraulický ruční jeřáb ZHR-1000/P

Opět jeřáb s teleskopickým výložníkem, který je možno vysunout do čtyř poloh, a s maximální nosností 1000 kg. Zvedání ramene opět zajišťuje dvojčinný hydraulický válec usazený na nosném sloupku a spojený s ramenem pomocí čepu. Nosný sloupek je usazen na spodním rámu jeřábu pomocí čepu a je podepřen dvěma podpěrami. Konstrukce spodního rámu je svými rozměry uzpůsobena tak, aby jeřáb mohl pracovat se zbožím na EUR-paletách. Celý jeřáb stojí na čtyřech kolečkách. Přední kolečka jsou neotočná, zadní umožňují otáčení o 360°. Tento jeřáb není rozebíratelný, ale dá se jednoduše složit odmontováním podpěr a sklopením nosného sloupku s ramenem, jak je znázorněno na obr. 2.5. Parametry jeřábu jsou vypsány v tab. 4.



Obr. 2.4 – Hydraulický ruční jeřáb ZRH-1000/P [4]



Obr. 2.5 – Schéma rozkládání jeřábu ZRH-1000/P [4]

Tab. 4: Technické parametry jeřábu ZHR-1000/P [4]

<b>Nosnost do (v 1./2./3./4. poloze)</b>	1000/830/670/500 kg
<b>Min./max. délka ramene</b>	1080/1455 mm
<b>Maximální zdvih</b>	2500 mm
<b>Hlavní rozměry (d x š x v)</b>	1736 x 1151 x 1767 mm
<b>Hmotnost</b>	125 kg

## 2.5 Ruční hydraulický jeřáb ZHR-300/S

Tento jeřáb oproti klasickému pojízdnému jeřábu umožňuje otáčení ramene s nákladem kolem vlastní osy nosného sloupku o 180°. Můžeme tedy zvednout břemeno a pouze pootočením bez popojíždění jej přeložit na jiné místo. Otáčení je umožněno otočným ložiskem, ke kterému je nosný sloupek přišroubován čtyřmi šrouby. Jako stabilizační protizávaží slouží zvláštní litinový blok o hmotnosti 150 kg zavěšený na nosném sloupku. Zvedání opět zajišťuje přímočarý hydromotor s ručním dvojčinným čerpadlem. Teleskopický výložník lze vysunout do tří poloh. Spodní rám je svařen z uzavřených profilů a uzpůsoben tak, aby jeřáb mohl najet na EUR-paletu z kratší strany. Jeřáb je pojízdný na dvou otočných kladkách s brzdou a dvou pevných. Základní parametry tohoto jeřábu jsem shrnul v tab. 5.



Obr. 2.6 – Hydraulický ruční jeřáb ZHR-300/S [5]

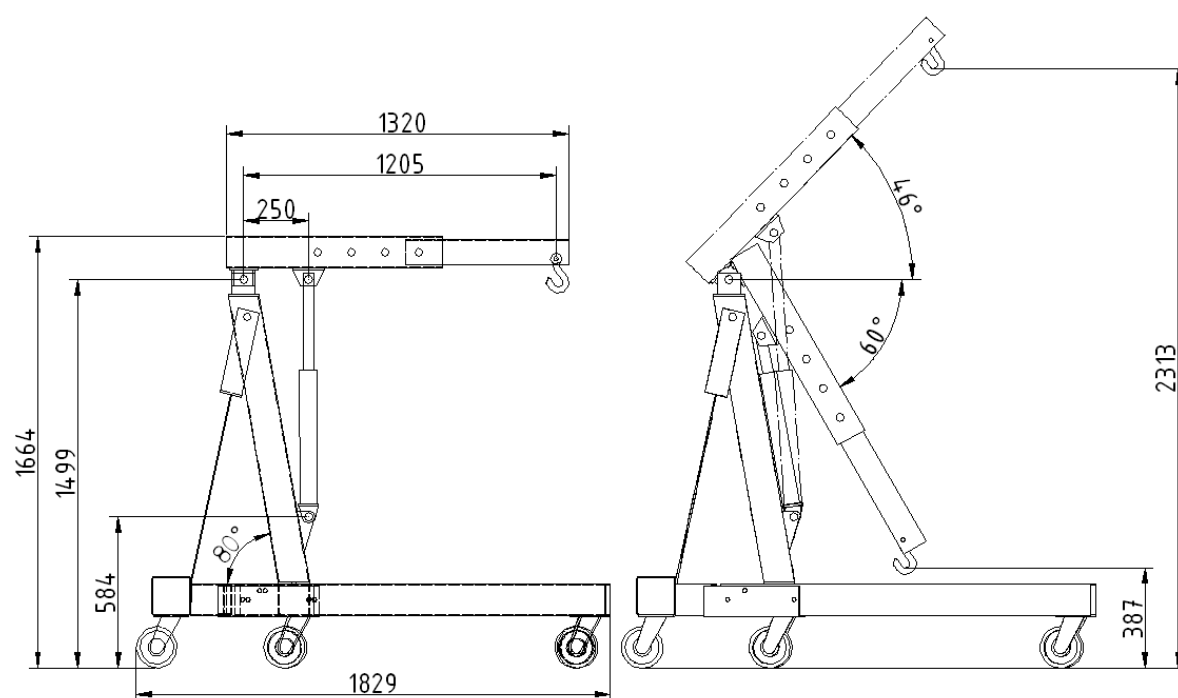
Tab. 5: Technické parametry jeřábu ZHR-300/S [5]

<b>Nosnost do (v 1./2./3. poloze)</b>	300/240/200 kg
<b>Min./max. délka ramene</b>	1000/1500 mm
<b>Maximální zdvih</b>	2735 mm
<b>Hlavní rozměry (d x š x v)</b>	1410 x 1230 x 1780 mm
<b>Hmotnost</b>	240 kg

### 3 Návrh dílenského zvedáku

#### 3.1 Konceptní návrh dílenského zvedáku

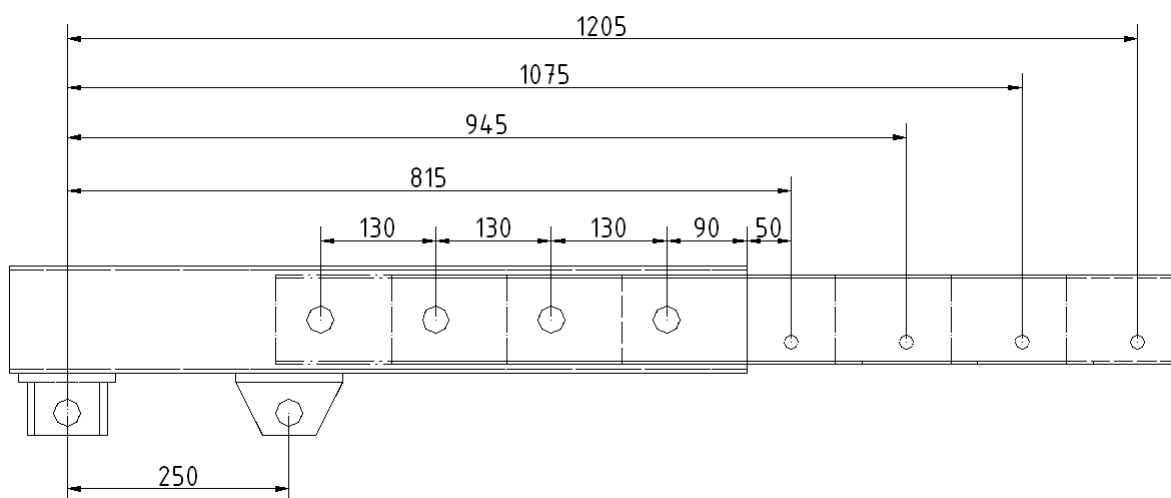
Pro určení předběžných rozměrů rámu zvedáku vycházím především ze zadané maximální výšky zdvihu 2300 mm a z rozměrů zvoleného hydraulického válce, jeho délky a maximálního roztažení tak, aby bylo roztažení válce co nejvíce využito. Zároveň jsem se snažil, aby bylo možno zvedák co nejlépe složit. Hlavními volenými parametry, od kterých se odvozují ostatní rozměry jsou tedy výška uložení hydraulického válce od země, výška uložení kloubu ramene, vzdálenost kloubu ramene od připojení válce, činná délka ramene a úhel naklonění nosného sloupu. Na obr. 3.1 je znázorněn předběžný návrh těchto rozměrů a od nich odvozených hlavních rozměrů zvedáku.



Obr. 3.1 – Předběžný návrh rámu zvedáku

### 3.2 Návrh ramene zvedáku

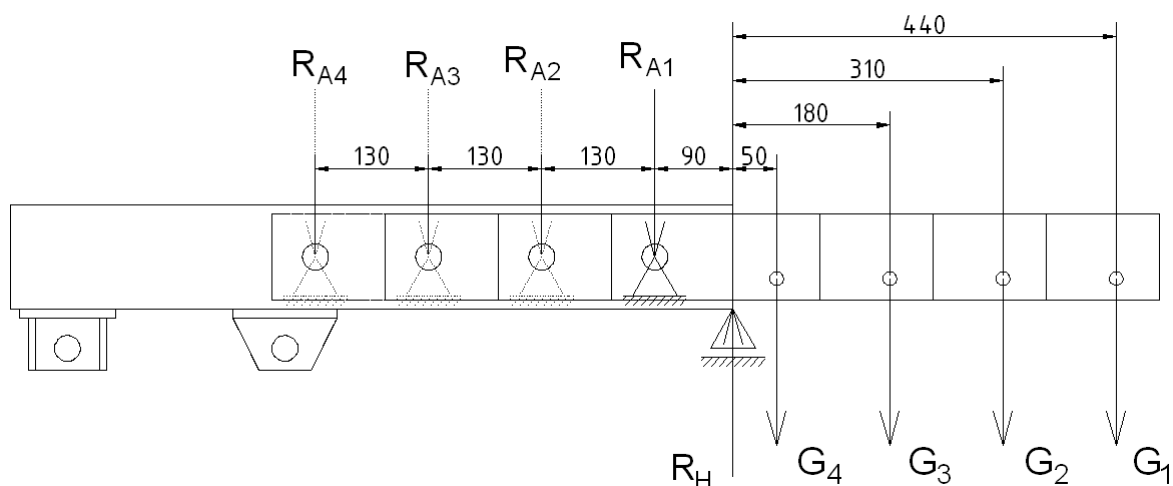
Rameno zvedáku se skládá ze dvou částí. První je kloubově spojena s nosným sloupem a hydraulickým válcem a je tedy s rámem pevně spojena a může se pohybovat pouze otočně v jedné rovině. Druhá část se zasouvá do první části a jejich vzájemná poloha se zajišťuje čepem. Na konci druhé části je hák, na který se zavěšuje břemeno. Rameno se dá vysunout do čtyř poloh se čtyřmi různými nosnostmi. Zvolené rozměry ramene jsou zobrazeny na obr. 3.2.



Obr. 3.2 – Návrh ramene

#### 3.2.1 Návrh výsuvné části ramene

Rameno zvedáku je namáháno především na ohyb, proto je tvořeno z obdélníkových uzavřených profilů, které mají relativně vysoký modul odporu průřezu v ohybu a nízkou hmotnost. Nejdříve bude navržen profil vhodný pro výsuvnou část. Výsuvná část je spojena s pevnou částí pomocí čepu a opírá se o spodní vnitřní hranu pevné části ramene. Největší ohybové napětí vzniká při vodorovné poloze ramene v místě, kde se výsuvná část opírá o pevnou. Je třeba vypočítat ohybové momenty  $M_O$  pro všechny čtyři polohy a určit, který z nich je největší a na tento maximální moment bude výsuvná část ramene dimenzována. Výpočtové schéma je na obr. 3.3.



Obr. 3.3 – Výpočtové schéma výsuvné části ramene

$G_1, G_2, G_3, G_4$ ..... Tíhová síla břemene a háku [N]

$R_{A1}, R_{A2}, R_{A3}, R_{A4}$ ..... Reakce na čepu A [N]

$R_H$ ..... Reakce pevné části ramene [N]

$$M_{O1} = G1 \cdot 0,44 = 100 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,44 = 730,5 \text{ Nm} \quad (1)$$

$$M_{O2} = G2 \cdot 0,31 = 100 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,31 = 827,4 \text{ Nm} = M_{Omax} \quad (2)$$

$$M_{O3} = G3 \cdot 0,18 = 100 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,18 = 414,2 \text{ Nm} \quad (3)$$

$$M_{O4} = G4 \cdot 0,05 = 1000 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,05 = 190,9 \text{ Nm} \quad (4)$$

Volím profil uzavřený svařovaný s obdélníkovým průřezem dle EN 10219 od firmy Feron, a.s, materiál S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1, což je nelegovaná ocel obvyklých jakostí, svařitelná, vhodná na výrobu dutých profilů bezešvých nebo svařovaných,  $R_e = 235 \text{ MPa}$ , odpovídající ocel dle ČSN je 11 375. [6]

Vycházím ze známého vztahu pro ohybové napětí:

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{ov} \quad (5)$$

$$\sigma_{ov} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (6)$$

$R_e$ ..... Mez kluzu [MPa]

$\sigma_{DOV}$ ... Dovolené napětí [MPa]

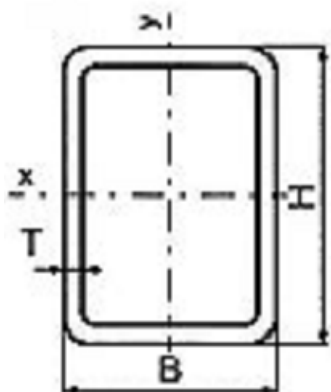
$k_s$ ..... Statická bezpečnost, volím  $k_s = 2$  [-]



Vztah (5) upravím a dosadím hodnoty:

$$W_o \geq \frac{M_{O_{\max}}}{\sigma_{OV}} = \frac{1827,4}{117,5 \cdot 10^6} = 5,552 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 5552 \text{ mm}^3 \quad (7)$$

Volím tedy profil s rozměry 100x60x3 mm. Důležité charakteristiky jsou shrnuty v tabulce 6.



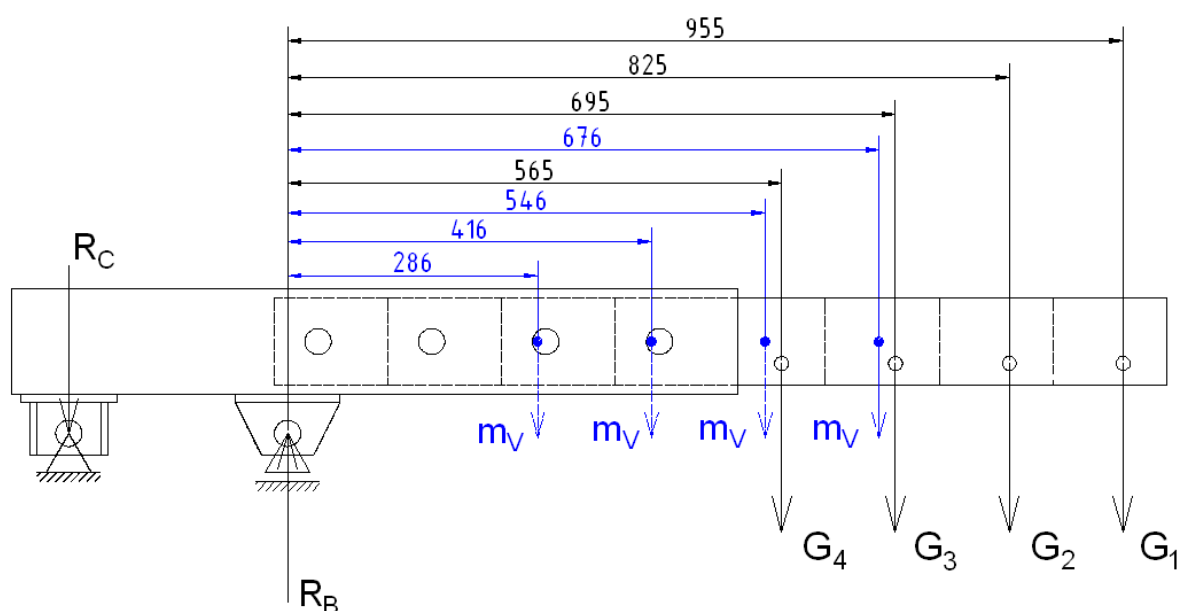
Obr. 3.4 – Obdélníkový uzavřený profil [6]

Tab. 6: Parametry profilu použitého na výsuvnou část ramene [6]

Výška profilu H	100 mm
Šířka profilu B	60 mm
Tloušťka profilu T	3 mm
Hmotnost M	6,718 kg/m
Plocha průřezu A	9,01 cm <sup>2</sup>
Pružný modul průřezu k ose x W <sub>Ox</sub>	24110 mm <sup>3</sup>

### 3.2.2 Návrh pevné části ramene

Pevná část ramene je kloubově spojena s nosným sloupem pomocí čepu a s hydraulickým válcem také pomocí čepu. Největší namáhání nastává při vodorovné poloze ramene v místě spojení ramene s hydraulickým válcem. Výpočet probíhá stejně jako u výsuvné části. Výpočtové schéma je na obr. 3.5.



Obr. 3.5 – Výpočtové schéma pevné části ramene

$G_1, G_2, G_3, G_4$ ..... Tíhová síla břemene a háku [N]

$R_B$ ..... Reakce hydraulického válce [N]

$R_C$ ..... Reakce čepu v kloubu ramene [N]

$m_V$ ..... hmotnost výsuvné části ramene [kg]

$$M_{O1} = 71 \cdot 0,955 + m_V \cdot g \cdot 0,676 = 400 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,955 + 1,151 \cdot 9,81 \cdot 0,676 = 796,7 Nm \quad (8)$$

$$M_{O2} = 72 \cdot 0,825 + m_V \cdot g \cdot 0,546 = 600 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,825 + 1,151 \cdot 9,81 \cdot 0,546 = 896,3 Nm \quad (9)$$

$$M_{O3} = 73 \cdot 0,695 + m_V \cdot g \cdot 0,416 = 500 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,695 + 1,151 \cdot 9,81 \cdot 0,416 = 485,7 Nm \quad (10)$$

$$M_{O4} = 74 \cdot 0,565 + m_V \cdot g \cdot 0,286 = 1000 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,565 + 1,151 \cdot 9,81 \cdot 0,286 = 565 Nm = M_{Omax} \quad (11)$$

$$W_o \geq \frac{M_{Omax}}{\sigma_{OV}} = \frac{5565}{117,5 \cdot 10^6} = 4,7361 \cdot 10^{-6} m^3 = 47361 mm^3 \quad (12)$$

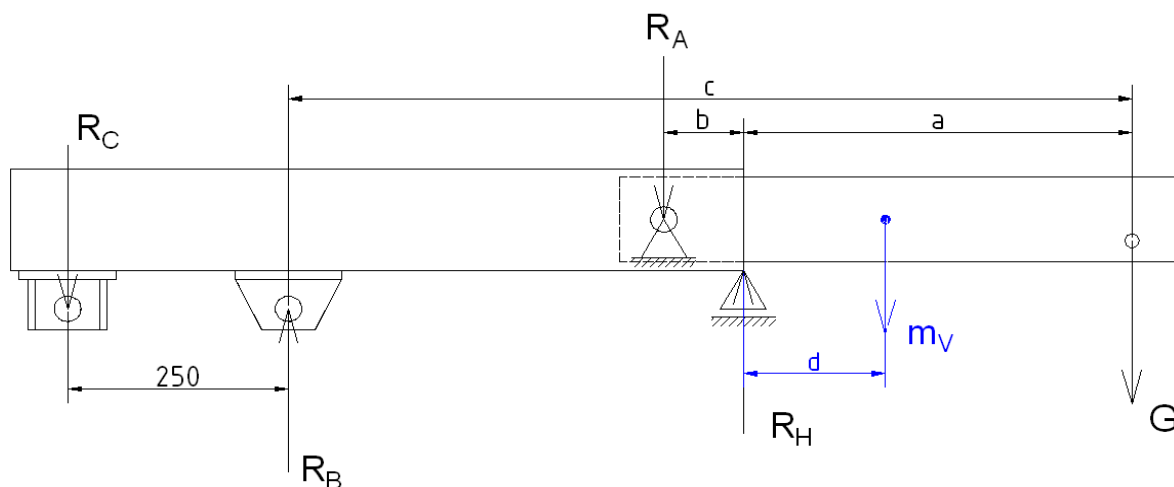
Vzhledem k vypočtené hodnotě  $W_o$  a nezbytné vůli mezi profily volím obdélníkový profil s rozměry 120x80x6 mm. Další parametry jsou shrnuty v tab. 7.

Tab. 7: Parametry profilu použitého na pevnou část ramene [6]

Výška profilu H	120 mm
Šířka profilu B	80 mm
Tloušťka profilu T	6 mm
Hmotnost M	16,472 kg/m
Plocha průřezu A	21,6 cm <sup>2</sup>
Pružný modul průřezu k ose x $W_{Ox}$	67680 mm <sup>3</sup>

### 3.3 Výpočet sil působících na rameno a volba hydr. válce

Vlivem tíhy břemene, které je na rameno zavěšeno vznikají reakce v místech A, B, C a H. Velikost těchto reakcí je třeba znát nejen pro lepší přehled o zatížení ramene, ale také pro následné určení velikosti čepů a svarů, popř. dalších částí, které jsou na zařízení použity.



Obr. 3.6 – Síly působící na rameno

#### 3.3.1 Výpočet reakcí $R_A$ a $R_H$

Reakce spodní hrany pevné části ramene  $R_H$  a reakce čepu  $R_A$  dosahují největších hodnot, když je rameno ve vodorovné poloze. Vzdálenosti  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  jsou proměnlivé a jejich hodnoty závisí na vysunutí výložníku. Proto vypočítám velikosti  $R_A$  a  $R_H$  pro

všechny čtyři možnosti poloh a zatížení a určí jejich maximum. Pro určení potřebných vzdáleností viz obr. 3.3 a obr. 3.5.

Jestliže zatížení  $G_1$  odpovídají reakce  $R_{A1}$ ,  $R_{H1}$ , pro zatížení  $G_2$  reakce  $R_{A2}$ ,  $R_{H2}$  atd., pak platí:

$$R_{A1} = \frac{G_1 \cdot a_1 + m_V \cdot g \cdot d_1}{b_1} = \frac{400 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,44 + 1,151 \cdot 9,81 \cdot 0,161}{0,09} = 9336 \text{ N} = R_{A\max} \quad (13)$$

$$R_{A2} = \frac{G_2 \cdot a_2 + m_V \cdot g \cdot d_2}{b_2} = \frac{400 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,31 + 1,151 \cdot 9,81 \cdot 0,031}{0,22} = 315 \text{ N} \quad (14)$$

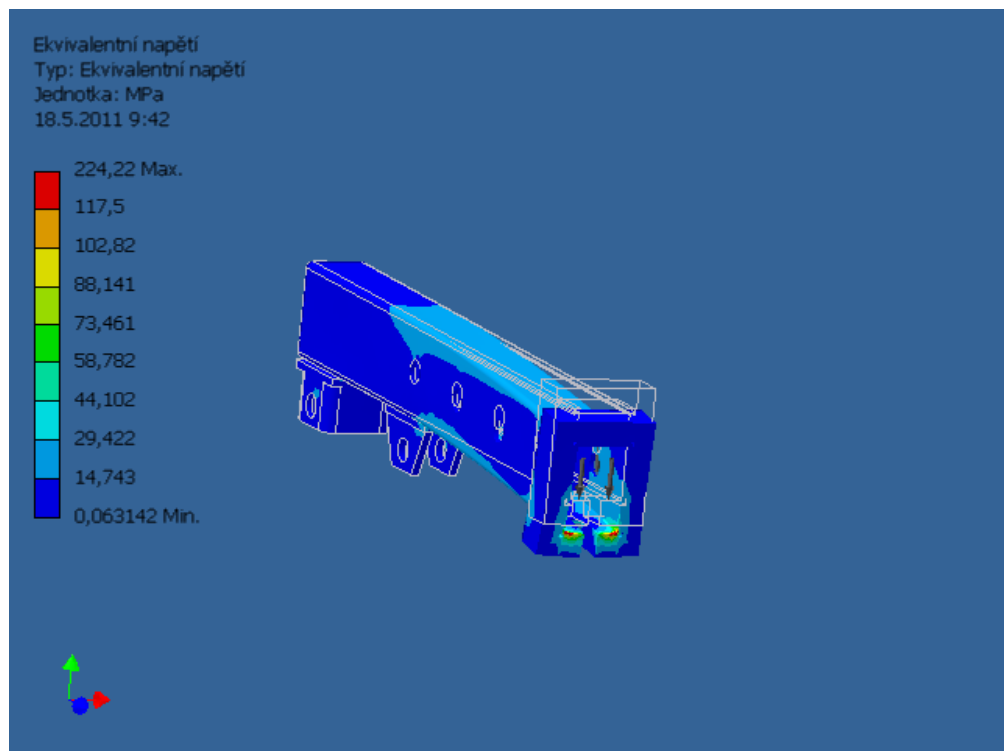
$$R_{A3} = \frac{G_3 \cdot a_3 + m_V \cdot g \cdot d_3}{b_3} = \frac{400 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,18 + 1,151 \cdot 9,81 \cdot 0,099}{0,35} = 1024 \text{ N} \quad (15)$$

$$R_{A4} = \frac{G_4 \cdot a_4 + m_V \cdot g \cdot d_4}{b_4} = \frac{4000 + 1,91 \cdot 9,81 \cdot 0,05 + 1,151 \cdot 9,81 \cdot 0,229}{0,48} = 94 \text{ N} \quad (16)$$

Největší reakce  $R_A$  tedy nastává v případě, že je rameno ve vodorovné poloze při maximálním vytažení a zatížení 400 kg. To znamená, že za těchto podmínek je největší i reakce  $R_H$ :

$$R_{H\max} = G_1 + R_{A1} + m_V \cdot g = 400 + 1,91 \cdot 9,81 + 9336 + 1,151 \cdot 9,81 = 13329 \text{ N} \quad (17)$$

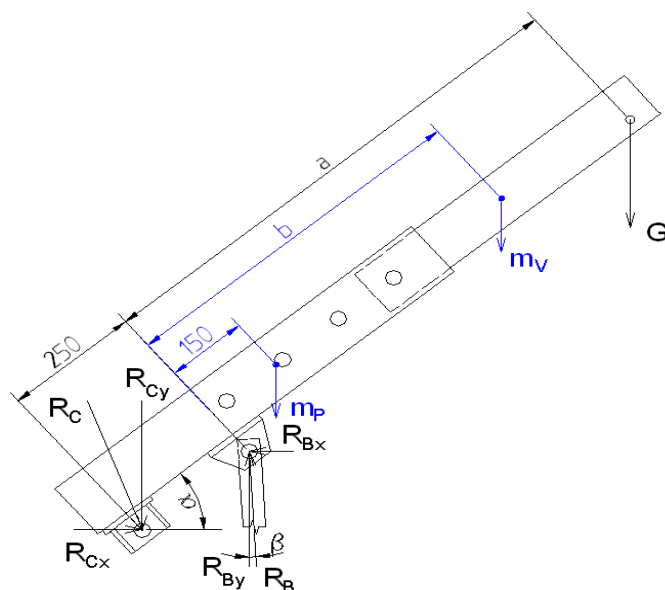
Síla, která zatěžuje spodní konec pevné části výložníku odpovídá vypočtené reakci  $R_H$  a hrozí tak odtrhnutí této části od zbytku profilu. Proto na konec pevné části bude navařen límec, který zvětší jeho nosnou plochu a sníží tak napětí na konci ramene. Na obr. 3.7 je znázorněna kontrola pevné části ramene pomocí MKP. Největší napětí vzniká na hraně, o kterou se opírá výsuvná část výložníku. Toto napětí však vzniká z otláčení a při zavěšení břemena hrana nezůstane ostrá, ale mírně se zdeformuje, čímž vznikne větší nosná plocha toto napětí se sníží.



Obr. 3.7 – Kontrola pevné části výložníku pomocí MKP

### 3.3.2 Výpočet reakcí $R_B$ a $R_C$ a volba hydraulického válce

Reakce  $R_B$  je síla, kterou působí hydraulický válec na rameno zvedáku. Tato síla leží v ose válce a její velikost závisí nejen na hmotnosti zvedaného břemene, ale také na úhlu naklonění ramene a naklonění samotného válce, jak plyne z níže uvedených vzorců (18), (19), (20), (21). Výpočtové schéma je na obr. 3.8.



Obr. 3.8 – Výpočtové schéma silového zatížení ramene

$m_p$ ..... hmotnost pevné části ramene

$\alpha$ ..... úhel naklonění ramene (naklonění nahoru – kladný, sklopení dolů – záporný)

$\beta$ ..... úhel naklonění hydr. válce (vychýlení vpravo – kladný, vychýlení vlevo – záporný)

Z podmínek statické rovnováhy vyjádřím obecné rovnice pro výpočet složek sil  $R_B$ ,  $R_C$ :

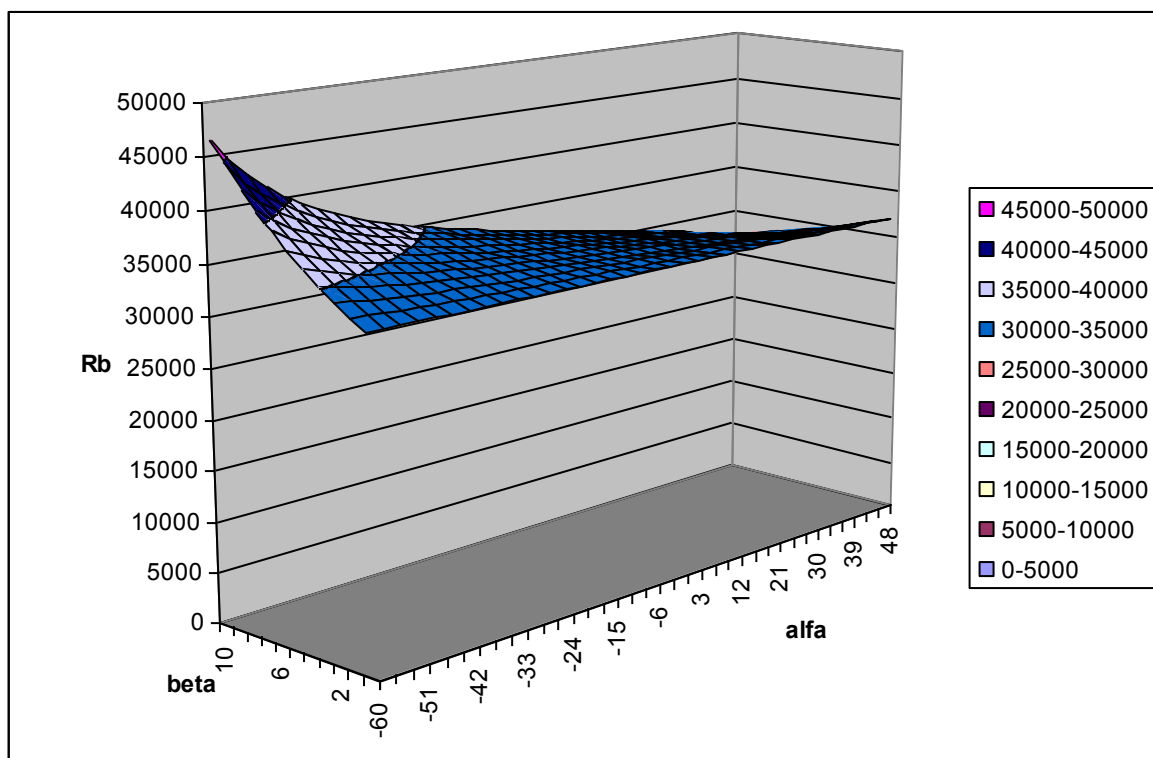
$$R_{By} = \frac{F \cdot (0,25 + \eta_V \cdot g \cdot (0,25 + \eta_P \cdot g \cdot 0,4) \cdot \cos \alpha)}{0,25 \cdot \cos \alpha + 0,25 \cdot \sin \alpha \cdot \tan \beta} \quad (18)$$

$$R_{Bx} = R_{By} \cdot \tan \beta \quad (19)$$

$$R_{Cx} = R_{Bx} \quad (20)$$

$$R_{Cy} = R_{By} - \eta_P \cdot g - \eta_V \cdot g - \bar{r} \quad (21)$$

Na obr. 3.9 je znázorněný plošný graf vyjadřující závislost reakční síly válce  $R_B$  na různých úhlech naklonění ramene  $\alpha$  a válce  $\beta$ . Graf je tvořen v mezích, ve kterých se tyto úhly pohybují.



Obr. 3.9 - Graf závislosti  $R_B$  na úhlech  $\alpha$  a  $\beta$

Z grafu na obr. 3.9 je patrné, že největší reakční síla vzniká při nejnižší poloze ramene, tedy když jsou úhly  $\alpha$  a  $\beta$  v absolutní hodnotě největší. V kapitole 3.2.2 jsem určil, že největší ohybový moment na rameni vzniká ve 4. poloze při zatížení 1000 kg. Je tedy jasné,

že největší reakce budou vznikat právě v tomto případě. Maximální reakční síly  $R_B$  a  $R_C$  tedy vypočtu pro případ nejnižší polohy ramene ( $\alpha = -60^\circ$ ,  $\beta = 10^\circ$ ) při zatížení  $G = 1000$  kg, tedy  $a = 565$  mm,  $b = 286$  mm, dosazením do rovnic (18) až (21):

$$R_{By} = \frac{F \cdot (0,25 + r_V \cdot g \cdot (0,25 + r_P \cdot g \cdot 0,4) \cdot \cos \alpha}{0,25 \cdot \cos \alpha + 0,25 \cdot \sin \alpha \cdot g \beta} =$$

$$= \frac{(1000 + 91 \cdot 9,81 \cdot 0,565 + 0,25 + 151 \cdot 9,81 \cdot 0,286 + 0,25 + 2,19 \cdot 9,81 \cdot 0,4) \cdot \cos(-60^\circ)}{0,25 \cdot \cos(-60^\circ) + 0,25 \cdot \sin(-60^\circ) \cdot g(10^\circ)} \quad (22)$$

$$R_{By} = 16772 \text{ N} = R_{By \max}$$

$$R_{Bx} = R_{By} \cdot g \beta = 16772 \cdot g(10^\circ) = 1247 \text{ N} = R_{Bx \max} \quad (23)$$

$$R_{Cx} = R_{Bx} = 1247 \text{ N} = R_{Cx \max} \quad (24)$$

$$R_{Cy} = R_{By} - r_P \cdot g - r_V \cdot g - F =$$

$$= 16772 - 22,19 \cdot 9,81 - 6,151 \cdot 9,81 - (1000 + 0,91) \cdot 9,81 = 36675 \text{ N} = R_{Cymx} \quad (25)$$

Výsledné síly tedy jsou:

$$R_{B \max} = \sqrt{R_{Bx \max}^2 + R_{By \max}^2} = \sqrt{1247^2 + 16772^2} = 17494 \text{ N} \quad (26)$$

$$R_{C \max} = \sqrt{R_{Cx \max}^2 + R_{Cy \max}^2} = \sqrt{1247^2 + 36675^2} = 17591 \text{ N} \quad (27)$$

Maximální síla, kterou musí válec na rameno působit je tedy 17494 N, což odpovídá 1781,4 kg. Volím tedy hydraulický válec 8t od firmy Automotive. Tento hydraulický válec s ručním pohonem je určen jen pro rozpínání, vratný pohyb pístu je dovolen pouze hmotností břemena. Válec se rozpíná pumpováním pomocí ovládací tyče, spouštění břemena se realizuje uvolněním vypouštěcího ventilu. Pro pomalé a bezpečné stažení pístu se doporučuje otočit vypouštěcím ventilem jen částečně. Hlavní technické parametry válce jsou shrnuty v tab. 8. [7]

Tab. 8: Technické parametry hydr. válce [7]

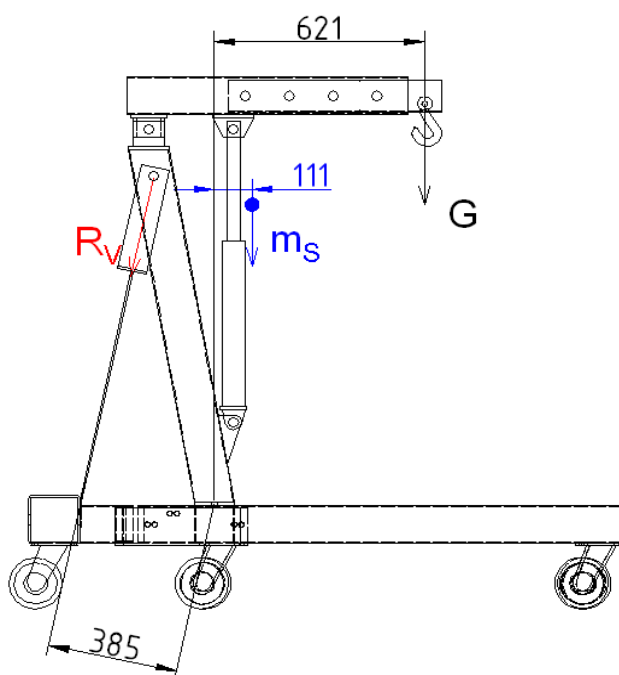
Nosnost	8t
Min./max. délka	620/1100 mm
Roztažení	480 mm
Váha	13 kg



Obr. 3.10 – Hydraulický válec 8t [7]

### 3.4 Vzpěra

Vzpěra je spojena se stojanem pomocí čepu a ke spodnímu rámu je přišroubována. Přenáší tak klopný moment, který vzniká působením tíhy břemena, výložníku a sloupu. Tíhová síla od břemena působí na háku, tíhová síla od výložníku, sloupu a háku působí v těžišti této sestavy. Toto těžiště jsem určil pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2009. Síla působící na vzpěru se určí dle obr. 3.11.



Obr. 3.11 – Zatížení vzpěry

$R_v$ ..... Reakce vzpěry [N]

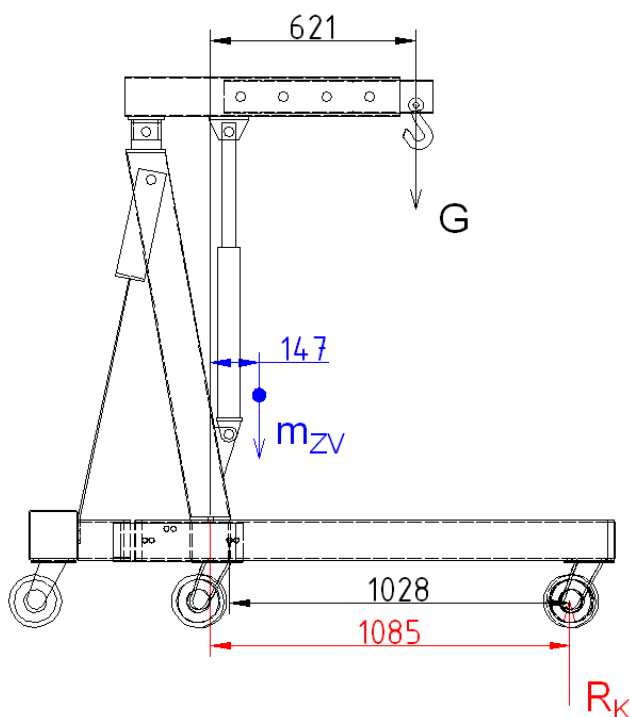
$m_s$ ..... Hmotnost výložníku, háku, válce a sloupu [kg]

$$R_v = \frac{G \cdot 0,621 + m_s \cdot 0,111}{0,385} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,621 + 7,149 \cdot 9,81 \cdot 0,111}{0,385} = 5985 \text{ N} \quad (28)$$



### 3.5 Spodní rám

Spodní rám nese váhu celé konstrukce zvedáku s břemenem a je posazen na šesti otočných kladkách s brzdou. Rám je převážně svařovaný ze čtvercových profilů 120x4 mm s modulem odporu průřezu proti ohybu  $W_O = 67\,105\text{ mm}^3$ . Prodloužené nohy je možné v případě skladování sklopit a zajistit čepem popř. zcela oddělit od rámu vytažením všech spojovacích čepů. Nejvíce zatěžované místo rámu jsou prodloužené nohy, kde vzniká největší ohybové napětí. Při zatížení břemenem vzniká klopný moment, který ohýbá prodloužené nohy a zatěžuje přední pár kol. Vypočítám tedy sílu, kterou přední kola působí na konec prodloužených nohou a z této síly odvodím ohybové napětí noh.



Obr. 3.12 – Zatížení předních kol

$R_K$ ..... Reakce předních kol [N]

$m_{ZV}$ ..... Hmotnost celého zvedáku [kg]

Reakce jednoho předního kola:

$$R_K = \frac{G \cdot 0,621 + m_{ZV} \cdot g \cdot 0,147}{1,085} = \frac{9810 \cdot 0,621 + 37 \cdot 9,81 \cdot 0,147}{1,085} = 1898\text{ N} \quad (29)$$

Kontrola prodloužených nohou:

$$\sigma = \frac{R_K \cdot 1028}{W_o} = \frac{2898 \cdot 1028}{67105} = 44,4 \text{ MPa} \quad (30)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{235}{44,4} = 5,3 \quad (31)$$

**Zvolený profil vyhovuje.**

### 3.6 Kola

Na zvedáku je použito šest otočných kol s brzdou, čímž je umožněn pohyb zvedáku na krátké vzdálenosti s možností zastavení a zajištění kol proti nechtěnému pohybu při zvedání nebo pokládání břemene. Každé kolo je ke spodnímu rámu připevněno čtyřmi šrouby se zápusťnou hlavou M12 dle ISO 2009, podložkou a maticí.

V předchozí kapitole je uvedena síla namáhající nejvíce zatěžované přední kola. Na jedno kolo připadá síla  $R_K = 2898 \text{ N}$ , čemuž odpovídá hmotnost 295 kg.

**Volím otočnou kladku s úplnou blokací, typ 482h16K160uGPK [8]**

Tab. 9: Technické parametry použitých kol [8]

mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
160	50	199	55		135x110		105x80	12	550



Obr. 3.13 – Otočná kladka s úplnou blokací [8]

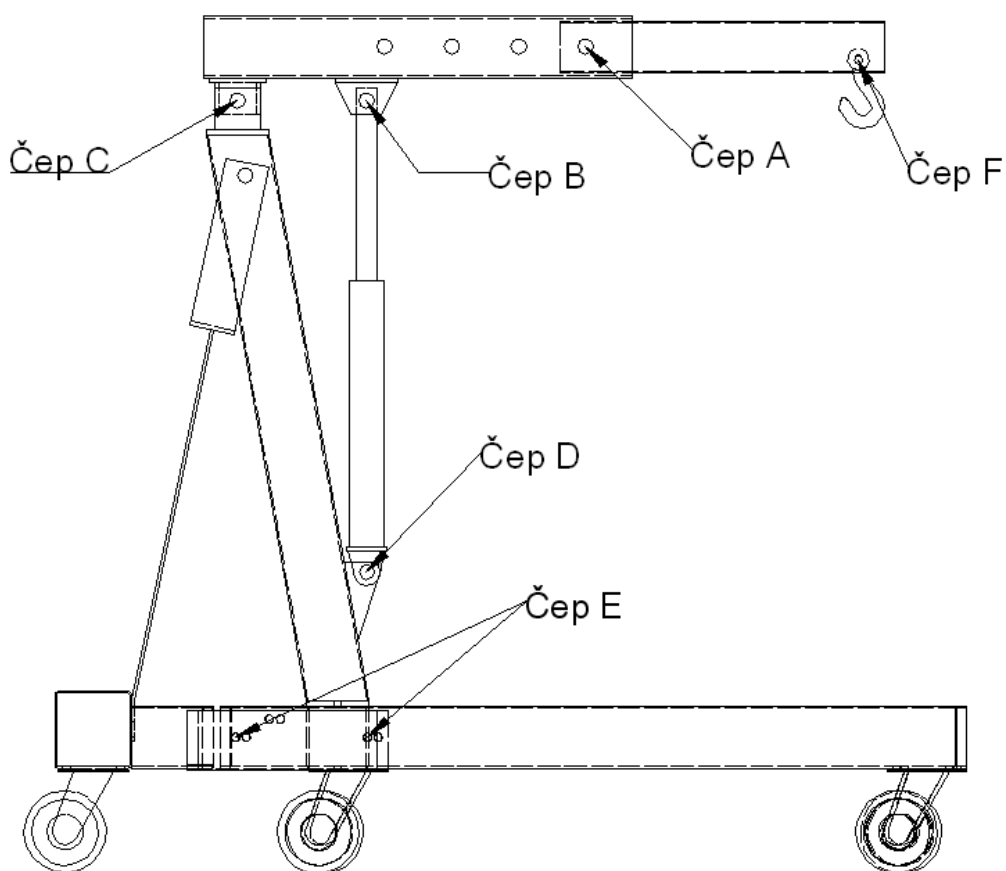
### 3.7 Volba čepů

Spojovací normalizované čepy se používají k otočnému spojení strojních součástí, které přenáší tahovou nebo tlakovou sílu kolmou na osu čepu. Ukládají se s vůlí H11/h11, popř. H8/f8. Proti osovému posunutí se zajišťují závlačkou, pojistným kroužkem, maticí nebo příložkou.

Vzhledem k tomu, že čep je uložen v otvoru s vůlí, počítá se jeho průměr z kombinace namáhání na ohyb a smyk. Smykové napětí od posouvající síly vůči ohybu je malé a obvykle se zanedbává. [9]

Na zvedáku jsou použity normalizované čepy s hlavou dle ČSN EN 22341 z oceli 11 500, jejíž mez kluzu  $R_e = 245 \text{ MPa}$  a dovolený měrný tlak  $120 \text{ MPa}$ . Proti axiálnímu posunutí jsou zajištěny pružinovými závlačkami jednoduchými dle DIN 11024.

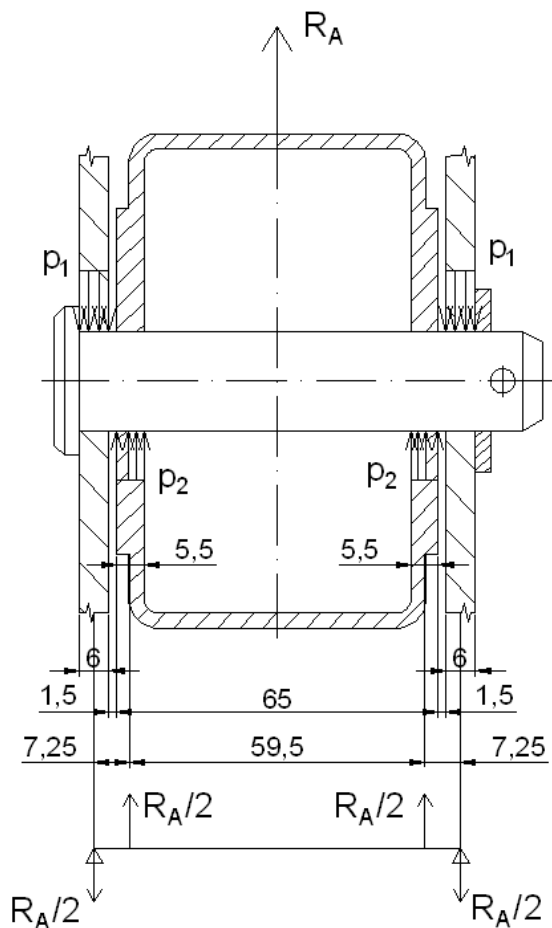
Pevnostní výpočet čepů provedu pro čepy znázorněné na obr. 3.14. Čep spojující vzpěru se sloupem není třeba počítat, neboť ve srovnání s čepy A, B, C a E je zatěžován pouze malou silou, avšak v rámci unifikace je použit čep stejného průměru, tedy  $d_v = 30 \text{ mm}$ .



Obr. 3.14 – Čepy

### 3.7.1 Čep A

Čep A zajišťuje polohu výsuvné části ramene. V kapitole 3.3.1 je dokázáno, že tato síla je největší při vodorovné poloze ramene, maximálním vytažení a zatížení 400 kg a její velikost je 19336 N. Výpočtové schéma je uvedeno na obr. 3.15.



Obr. 3.15 – Výpočtové schéma čepu A

Ohybový moment působící na čep:

$$M_{OA} = \frac{R_A}{2} \cdot 0,037 - \frac{R_A}{2} \cdot 0,02975 = \frac{19336}{2} \cdot 0,037 - \frac{19336}{2} \cdot 0,02975 = 0,1 \text{ Nm} \quad (32)$$

Výpočet potřebného průměru čepu:

$$\sigma = \frac{M_{OA}}{W_{OA}} = \frac{M_{OA}}{\pi \frac{d_A^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{OA}}{\pi d_A^3} \leq \sigma_{ov} = \frac{R_e}{k_s} \quad (33)$$

$k_s$ .... statická bezpečnost, předběžně volím  $k_s = 1,3$

Ze vzorce (33) vyjádřím průměr  $d$ , dosadím a vypočtu:

$$d_A \geq \sqrt{\frac{32 \cdot \overline{M_{OA}} \cdot \overline{k_S}}{\pi \operatorname{Re}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 70,1 \cdot 1,3}{\pi \cdot 245 \cdot 10^6}} = 0,0156 \text{ m} = 15,6 \text{ mm} \quad (34)$$

**Volím tedy ČEP 16 x 91 x 4 B ISO 2341 – 11 500**

Čep kontroluji na měrný tlak:

$$p_1 \leq p_D \quad (35)$$

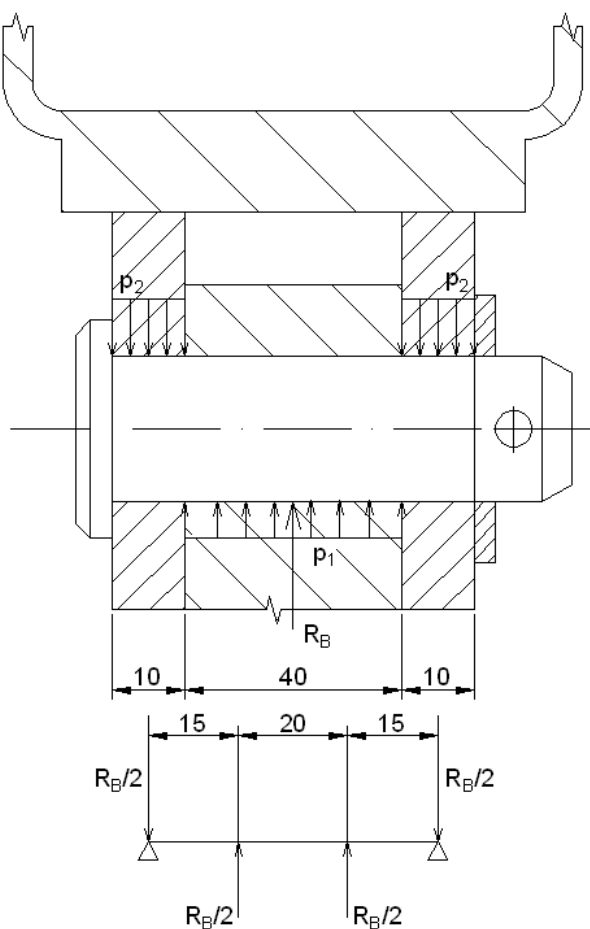
$$\frac{\frac{R_A}{2}}{d_A \cdot 6} = \frac{\frac{19336}{2}}{16 \cdot 6} = 00,7 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$p_2 \leq p_D \quad (37)$$

$$\frac{\frac{R_A}{2}}{d_A \cdot 3} = \frac{\frac{19336}{2}}{16 \cdot 5,5} = 09,9 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (38)$$

### 3.7.2 Čep B

Čep B spojuje píst hydraulického válce s ramenem zvedáku a přenáší tak reakční sílu vyvozenou hydraulickým válcem. V kapitole 3.3.2 je spočítáno, že tato síla dosahuje maximální hodnoty  $R_{B\max} = 47494 \text{ N}$ . Výpočtové schéma čepu B je na obr. 3.16.



Obr. 3.16 – Výpočtové schéma čepu B

Ohybový moment působící na čep:

$$M_{OB} = \frac{R_B}{2} \cdot 0,015 = \frac{17494}{2} \cdot 0,015 = 156,2 \text{ Nm} \quad (39)$$

$$d_B \geq \sqrt{\frac{32 \cdot \overline{M_{OB}} \cdot \overline{k_S}}{\pi \text{ Re}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 356,2 \cdot 1,3}{\pi \cdot 245 \cdot 10^6}} = 0,0268 \text{ m} = 26,8 \text{ mm} \quad (40)$$

**Volím ČEP 30 x 82 x 8 B ISO 2341 – 11 500**

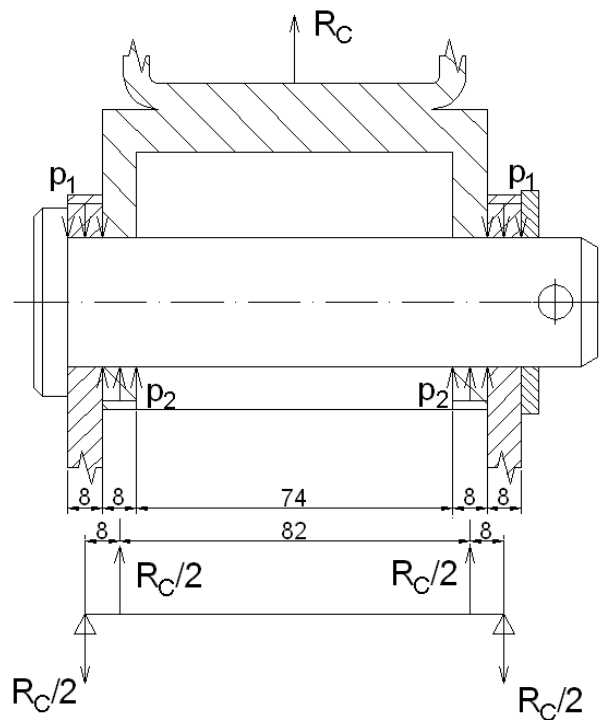
Kontrola na měrný tlak:

$$p_1 = \frac{R_B}{30 \cdot d_B} = \frac{17494}{30 \cdot 30} = 192,8 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (41)$$

$$p_2 = \frac{\frac{R_B}{2}}{10 \cdot d_B} = \frac{\frac{17494}{2}}{10 \cdot 30} = 291,4 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (42)$$

### 3.7.3 Čep C

Čep C spojuje rameno s nosným sloupem a tvoří tak kloub, který zachytává reakční sílu  $R_C$  ramene, která dosahuje maximální hodnoty  $R_{Cmax} = 37\,591$  (viz kap. 3.3.2).



Obr. 3.17 – Výpočtové schéma čepu C

Ohybový moment působící na čep C:

$$M_{oc} = \frac{R_C}{2} \cdot 0,008 = \frac{37591}{2} \cdot 0,008 = 50,4 \text{ Nm} \quad (43)$$

$$d_c \geq \sqrt{\frac{32 \cdot M_{oc} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 50,4 \cdot 1,3}{\pi \cdot 245 \cdot 10^6}} = 0,0201 \text{ m} = 20,1 \text{ mm} \quad (44)$$

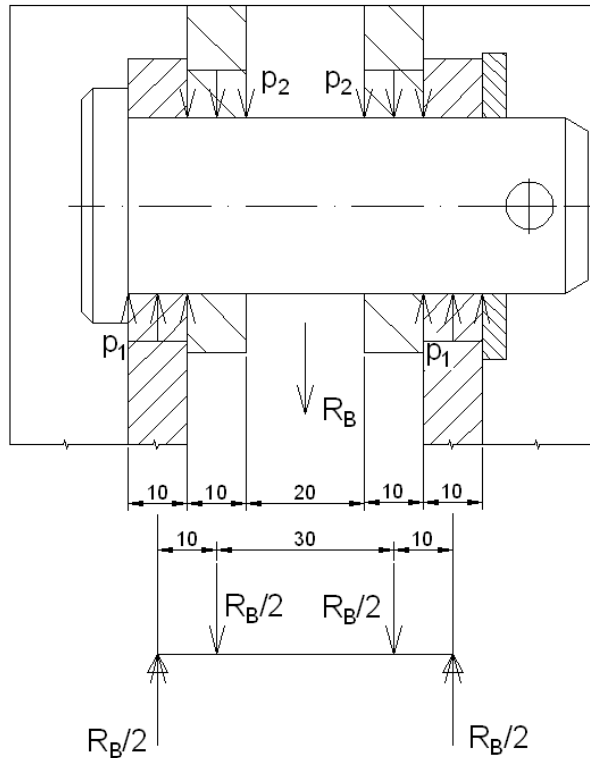
**Volím ČEP 30 x 124 x 8 B ISO 2341 – 11 500**

Kontrola na tlak:

$$p_1 = p_2 = \frac{R_C}{8 \cdot d_c} = \frac{37591}{8 \cdot 30} = 155,3 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (45)$$

### 3.7.4 Čep D

Čep D spojuje hydraulický válec se stojanem a přenáší tak, stejně jako čep B, sílu vyvozenou válcem  $R_{B\max} = 47494 \text{ N}$ .



Obr. 3.18 – Výpočtové schéma čepu D

Ohybový moment působící na čep D:

$$M_{OD} = \frac{R_B}{2} \cdot 0,01 = \frac{47949}{2} \cdot 0,01 = 239,7 \text{ Nm} \quad (46)$$

$$d_D \geq \sqrt{\frac{32 \cdot M_{OD} \cdot k_S}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 239,7 \cdot 1,3}{\pi \cdot 245 \cdot 10^6}} = 0,0235 \text{ m} = 23,5 \text{ mm} \quad (47)$$

**Volím ČEP 30 x 78 x 8 ISO 2341 – 11 500**

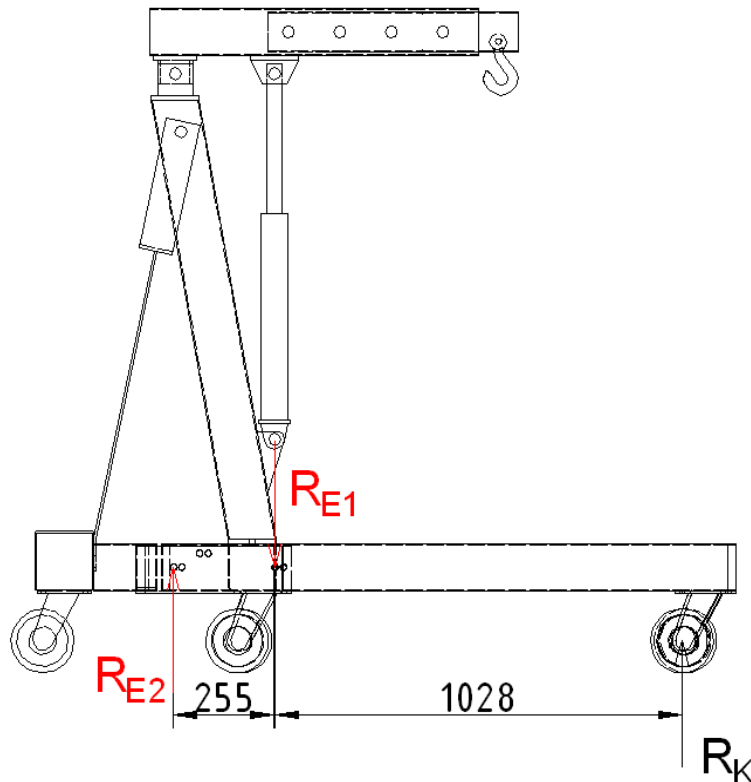
Kontrola na tlak:

$$p_1 = p_2 = \frac{\frac{R_B}{2}}{10 \cdot d_D} = \frac{\frac{47949}{2}}{10 \cdot 30} = 7,9 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (48)$$



### 3.7.5 Čep E

Čep E spojuje prodloužené nohy zvedáku se svařeným rámem a zajišťuje tak jejich polohu. Vlivem klopného momentu, vzniklého od břemene a tíhy samotného zvedáku, vzniká reakce na předním kole, díky níž bude vypočítána síla zatěžující čep E. Prodloužené nohy jsou uchyceny ke spodnímu rámu dvěma čepy, čímž vzniká nosník o dvou podporách a jedné zatěžující síle (viz obr. 3.19).

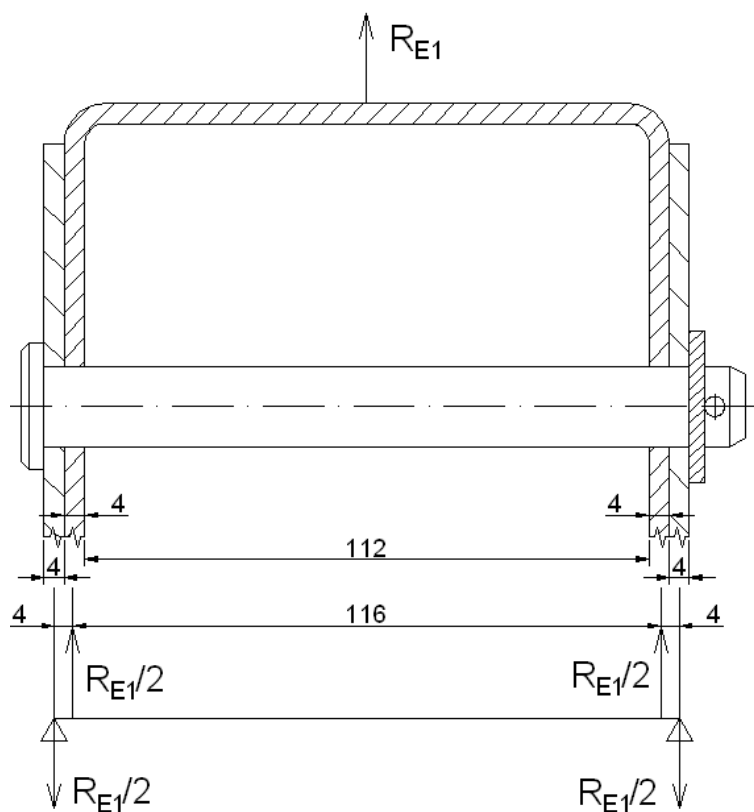


Obr. 3.19 – Výpočet síly  $R_E$  zatěžujících čep E

$$R_{E1} = \frac{R_K \cdot 1,283}{0,255} = \frac{2898 \cdot 1,283}{0,255} = 4581 \text{ N} \quad (49)$$

$$R_{E2} = \frac{R_K \cdot 1,028}{0,255} = \frac{2898 \cdot 1,028}{0,255} = 1683 \text{ N} \quad (50)$$

$R_{E1}$  je vyšší, takže čep E bude dimenzován na tuto sílu podle obr. 3.20:



Obr. 3.20 – Výpočtové schéma čepu E

Ohybový moment působící na čep E:

$$M_{OE} = \frac{R_{E1}}{2} \cdot 0,004 = \frac{14581}{2} \cdot 0,004 = 29,2 \text{ Nm} \quad (51)$$

$$d_E \geq \sqrt{\frac{32 \cdot M_{OE} \cdot k_S}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 29,2 \cdot 1,3}{\pi \cdot 245 \cdot 10^6}} = 0,0116 \text{ m} = 11,6 \text{ mm} \quad (52)$$

**Volím ČEP 16 x 133 x 4 B ISO 2341 – 11 500**

Kontrola na tlak:

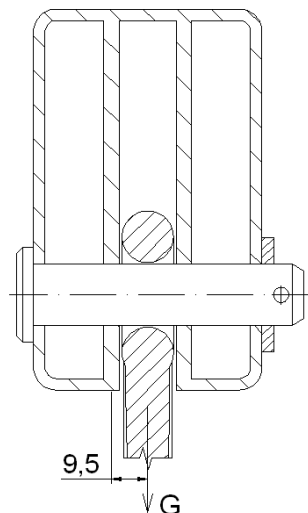
$$p_1 = p_2 = \frac{R_{E1}}{4 \cdot d_D} = \frac{14173}{4 \cdot 16} = 10,7 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (53)$$

### 3.7.6 Čep F

Na čep F se zavěšuje hák s břemenem a čep tak přenáší tíhu háku a břemene. Maximální síla  $G$  namáhající čep F je tedy:

$$G = (n_b + m_H) \cdot g = (1000 + 1,91) \cdot 9,81 = 9819 \text{ N} \quad (54)$$

Hák má průměr díry pro čep  $d_H = 17$  mm, proto bude použit ČEP 16 x 91 x 4 ISO 2341 – St a provedu pouze kontrolu čepu na ohyb. Tento čep je z automatové oceli 11 140 s mezí kluzu  $R_e = 450$  MPa.



Obr. 3.21 – Výpočtové schéma čepu F

Ohybový moment působící na čep F:

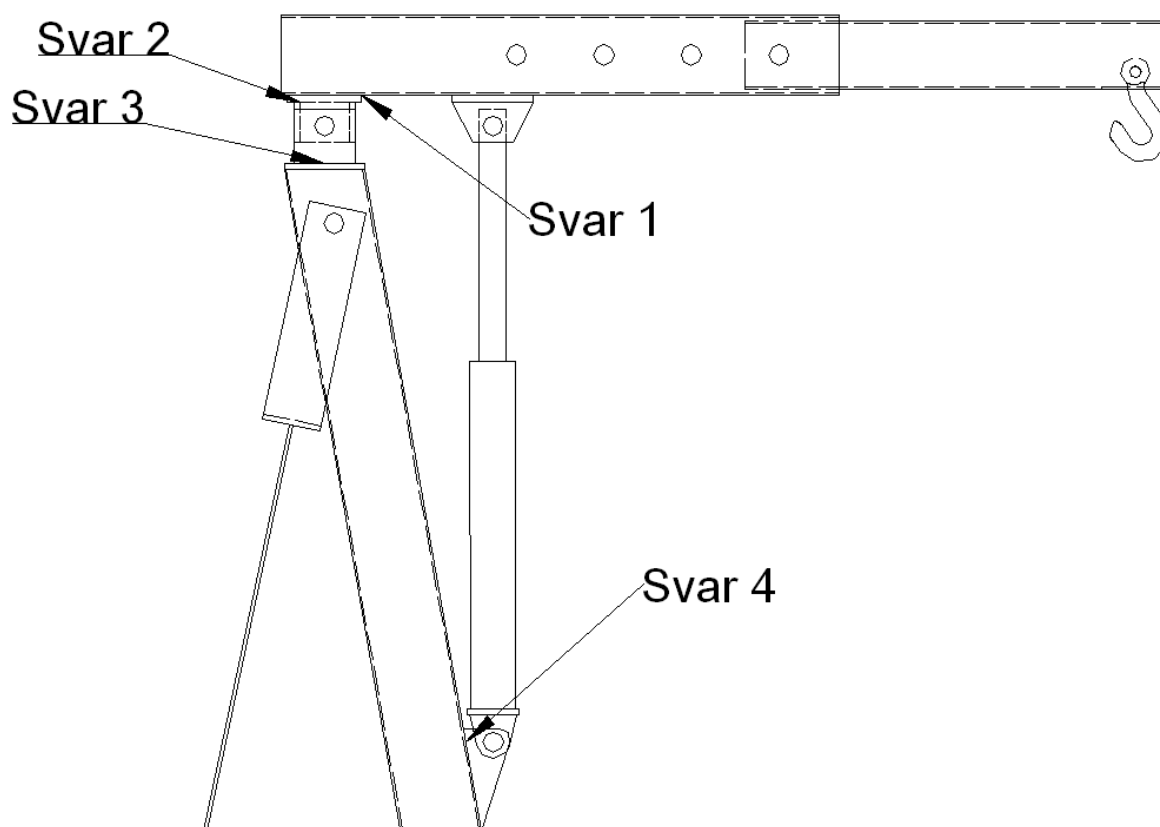
$$M_{OF} = G \cdot 0,0095 = 1818 \cdot 0,0095 = 13,3 \text{ Nm} \quad (55)$$

$$\sigma_O = \frac{M_{OF}}{W_{OF}} = \frac{M_{OF}}{\pi \frac{d_F^3}{32}} = \frac{93300}{\pi \frac{16^3}{32}} = 132 \text{ MPa} \quad (56)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{450}{232} = 1,94 > 1,3$$

### 3.8 Kontrola svarů

Jelikož v konstrukci zvedáku se nachází několik svarů, které se vyskytují v silně namáhaných místech, je třeba pro tyto svary udělat pevnostní výpočet. Na obr. 3.22 jsou znázorněny vybrané svary, které budou zkontrolovány. Jedná se především o svary v blízkosti kloubu ramene a svary držící konzolu, na které je usazen hydraulický válec. Ve všech případech se jedná o koutové svary. Na přídatný materiál je použita ocel 11 423, jejíž mez kluzu  $R_e = 226$  MPa.



Obr. 3.22 – Svary

Dovolené napětí ve svarech:

$$\tau_{DOV} = k_3 \cdot \sigma_{OV} = k_3 \cdot \frac{Re}{k_S} = 0,75 \cdot \frac{226}{1,3} = 30,4 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$\tau_{DOV} = k_4 \cdot \sigma_{OV} = k_4 \cdot \frac{Re}{k_S} = 0,65 \cdot \frac{226}{1,3} = 13 \text{ MPa} \quad (58)$$

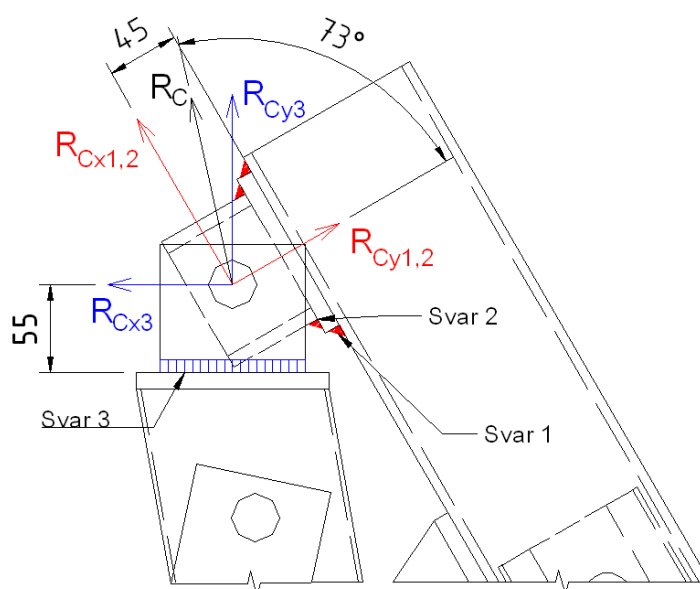
$k_3$ ..... Převodní součinitel čelní,  $k_3 = 0,75$  dle ČSN 05 0120 [9]

$k_4$ ..... Převodní součinitel boční,  $k_4 = 0,65$  dle ČSN 05 0120 [9]

$k_S$ ..... Statická bezpečnost, volím  $k_S = 1,3$

### 3.8.1 Svary v blízkosti kloubu ramene – svary 1, 2, 3

Všechny tyto svary jsou zatíženy silou  $R_C$ , maximální namáhání tedy nastává při nejnižší poloze ramene a při hmotnosti břemena 1000 kg. Svary a síly, které na ně působí jsou zobrazeny na obr. 3.23. Jelikož pro svar 3 se síla  $R_C$  rozloží do jiných složek, než pro svary 1 a 2, je na obrázku použito různé zbarvení sil odpovídající barvám svarů.



Obr. 3.23 – Síly působící na svary 1, 2, 3

$R_{Cx3}$ ,  $R_{Cy3}$ ..... Síly působící na svar 3 (odpovídají silám  $R_{Cx}$ ,  $R_{Cy}$  ze vzorců (24), (25))

$R_{Cx1,2}$ ,  $R_{Cy1,2}$ ..... Síly působící na svary 1 a 2

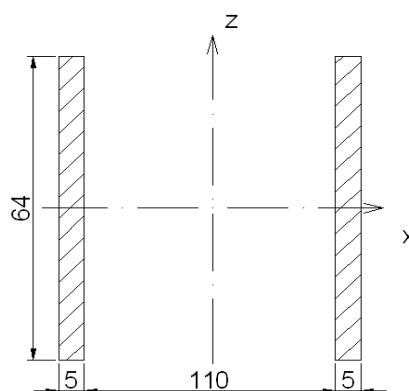
Neznáme síly  $R_{Cx1,2}$  a  $R_{Cy1,2}$  se určí výpočtem:

$$R_{Cx1,2} = R_C \cdot \sin 73^\circ = 17591 \cdot \sin 73^\circ = 15948 \text{ N} \quad (59)$$

$$R_{Cy1,2} = R_C \cdot \cos 73^\circ = 17591 \cdot \cos 73^\circ = 4991 \text{ N} \quad (60)$$

### **Svar 1:**

Jelikož síla  $R_{Cy1,2}$  je síla tlaková, při výpočtu ji můžeme zanedbat, neboť ta svar nenamáhá. Důležitá je tedy jenom síla  $R_{Cx1,2}$ . Nosný průřez svaru se sklopí do roviny připojení a provede se kontrola.



Obr. 3.24 – Nosný průřez svaru 1 (není v měřítku)

Kvadratický moment průřezu svaru vůči ose z je:

$$J_{z1} = 2 \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot 5^3 \cdot 54 + 2 \cdot 54 \cdot \left( \frac{10+5}{2} \right)^2 \right] = 2117333 \text{ mm}^4 \quad (61)$$

Napětí ve svaru 1:

$$\tau_{11} = \frac{R_{Cx1,2}}{2 \cdot 5 \cdot 54} = \frac{35948}{2 \cdot 5 \cdot 54} = 6,2 \text{ MPa} < 113 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$\tau_{12} = \frac{R_{Cx1,2} \cdot 45}{\frac{J_z}{\frac{110}{2} + 2 \cdot \frac{110}{2}}} = \frac{35948 \cdot 45}{\frac{2117333}{\frac{110}{2} + \frac{110}{2}}} = 15,8 \text{ MPa} < 130,4 \text{ MPa} \quad (63)$$

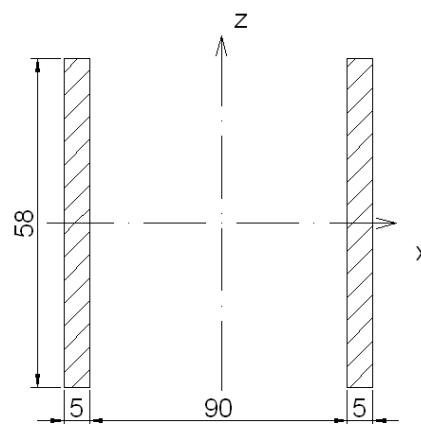
$$\sigma_{\text{SDI}} = \sqrt{\left( \frac{\tau_{12}}{k_3} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{11}}{k_4} \right)^2} \leq \beta \frac{R_e}{k_s} \quad (64)$$

$$\sigma_{\text{SDI}} = \sqrt{\left( \frac{15,8}{1,75} \right)^2 + \left( \frac{6,2}{1,65} \right)^2} = 10,9 \text{ MPa} \leq 1,3 - 0,03 \cdot 5 \cdot \frac{226}{1,3} = 99,9 \text{ MPa} \quad (65)$$

$\beta$ ..... Součinitel tloušťky koutového svaru,  $\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z$  (pro  $z < 10 \text{ mm}$ ) [9]

## **Svar 2:**

Svar 2 se počítá podobně jako svar 1. Složka  $R_{Cy1,2}$  se zanedbává, počítá se pouze se složkou  $R_{Cx1,2}$ .



Obr. 3.25 – Nosný průřez svaru 2 (není v měřítku)

Kvadratický moment průřezu svaru vůči ose z je:

$$J_{z2} = 2 \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot 5^3 \cdot 58 + 58 \cdot \left( \frac{90+5}{2} \right)^2 \right] = 309833 \text{ mm}^4 \quad (66)$$

Napětí ve svaru 2:

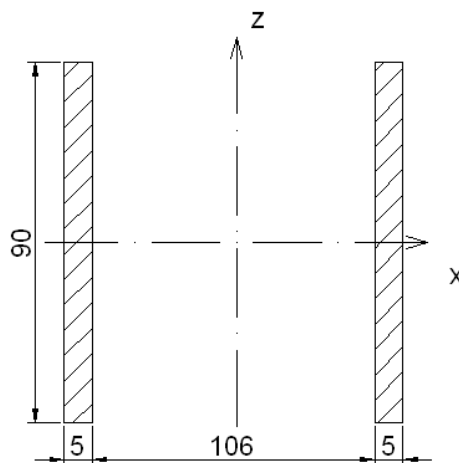
$$\tau_{x21} = \frac{R_{Cx1,2}}{2 \cdot 5 \cdot 58} = \frac{35948}{2 \cdot 5 \cdot 58} = 62 \text{ MPa} < 113 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$\tau_{x22} = \frac{R_{Cx1,2} \cdot 35}{\frac{J_z}{\frac{110}{2} + \frac{110}{2} + 58}} = \frac{35948 \cdot 35}{\frac{1309833}{110 + 110 + 58}} = 57,6 \text{ MPa} < 130,4 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$\sigma_{ED2} = \sqrt{\left( \frac{\tau_{x22}}{k_3} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{x21}}{k_4} \right)^2} = \sqrt{\left( \frac{57,6}{1,75} \right)^2 + \left( \frac{62}{1,65} \right)^2} = 22,5 \text{ MPa} < 199,9 \text{ MPa} \quad (69)$$

### **Svar 3:**

Svar 3 je zatěžován tahovou silou  $R_{Cy3}$  a smykovou silou  $R_{Cx3}$ . Nosný průřez svaru je na obr. 3.25.



Obr. 3.26 – Nosný průřez svaru 3 (není v měřítku)

Napětí ve svaru 3:

$$\tau_{x31} = \frac{R_{Cy3}}{2 \cdot 5 \cdot 90} = \frac{36675}{2 \cdot 5 \cdot 90} = 40,8 \text{ MPa} < 130,4 \text{ MPa} \quad (70)$$

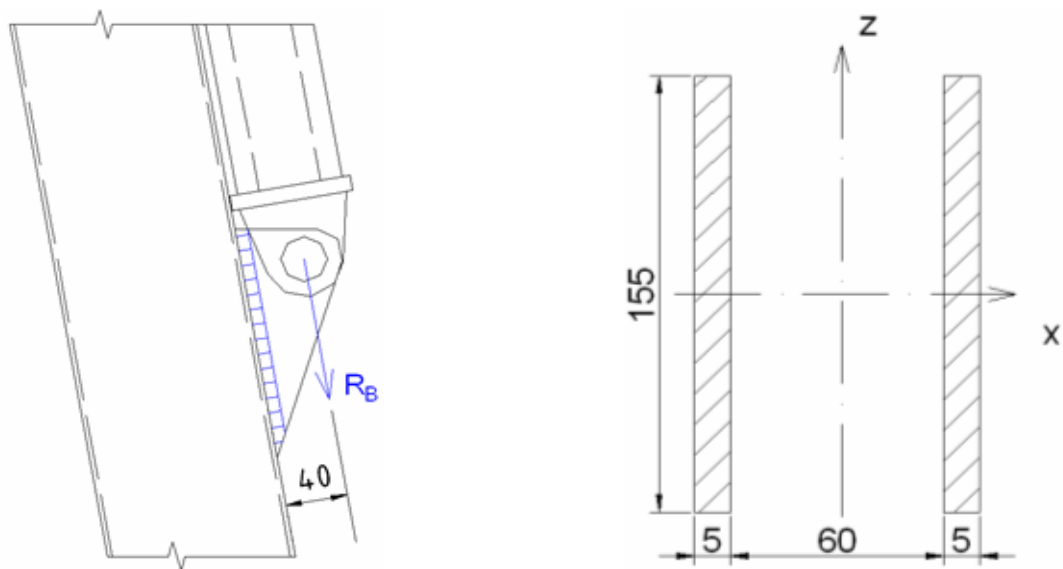
$$\tau_{x32} = \frac{R_{Cx3}}{2 \cdot 5 \cdot 90} = \frac{8247}{2 \cdot 5 \cdot 90} = 9,2 \text{ MPa} < 113 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$\tau_{\perp 3} = \frac{R_{Cx3} \cdot 55}{W_{Ox}} = \frac{3247 \cdot 55}{2 \cdot \frac{5 \cdot 90^2}{6}} = 3,6 \text{ MPa} < 130,4 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$\sigma_{\perp D3} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1}}{k_3} + \frac{\tau_{\perp 3}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp 32}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{40,8}{1,75} + \frac{33,6}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{9,2}{1,65}\right)^2} = 100,2 \text{ MPa} < 199,9 \text{ MPa} \quad (73)$$

### 3.8.2 Svar 4

Svar 4 je namáhán silou  $R_B$ , maximální namáhání tedy nastává při nejnižší poloze ramene a při hmotnosti břemena 1000 kg. Svar a síla, která na něj působí jsou zobrazeny na obr. 3.26. Při nejnižší poloze ramene je hydraulický válec a tedy i síla  $R_B$  rovnoběžná se sloupem. Proto celá tato síla namáhá svary na smyk.



Obr. 3.27 – Síla působící na svar 4 a nosný průřez svaru 4

Napětí ve svaru 4:

$$\tau_{\parallel 41} = \frac{R_B}{2 \cdot 5 \cdot 155} = \frac{47494}{2 \cdot 5 \cdot 155} = 30,7 \text{ MPa} < 113 \text{ MPa} \quad (74)$$

$$\tau_{\perp 4} = \frac{R_B \cdot 40}{W_{Ox}} = \frac{47494 \cdot 40}{2 \cdot \frac{5 \cdot 155^2}{6}} = 17,4 \text{ MPa} < 130,4 \text{ MPa} \quad (75)$$

$$\sigma_{\perp D4} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel 41}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{17,4}{1,75}\right)^2 + \left(\frac{30,7}{1,65}\right)^2} = 18,9 \text{ MPa} < 199,9 \text{ MPa} \quad (76)$$



## 4 Technický popis zařízení

Navržený dílenský zvedák je určen především pro manipulaci s kusovým materiálem o maximální hmotnosti 1000 kg jako jsou například motory, technologické jednotky a podobná zařízení. Konstrukce zvedáku je složena především z obdélníkových a čtvercových uzavřených profilů z materiálu S235JRH (1.0039) dle ČSN EN 10219-1. Zvedák se dá složit pro úsporu místa při uložení a transportu, popř. zcela rozebrat. Spojovací části tvoří především čepy a šrouby.

Rameno zvedáku je výsuvné do čtyř poloh s různými nosnostmi 400, 600, 800 a 1000 kg pro různé délky vyložení. Na konci ramene je hák, na který se zavěšuje břemeno. Pozice výsuvné části ramene se zajišťuje čepem s hlavou, podložkou a pružinovou závlačkou. Zdvihání ramene je zajištěno hydraulickým válcem s integrovaným ručním čerpadlem. Spouštění břemene se vykonává opatrným pootočením výpustného ventilu.

Spodní rám je svařovaný s možností připojení prodloužených nohou pomocí čepů. Prodloužené nohy je možno rovněž sklopit a jejich polohu zajistit čepy. Rám stojí na šesti otočných kolečkách s brzdou, což umožňuje snadný pohyb zvedáku na krátké vzdálenosti případně zamezení pohybu při zvedání či spouštění břemene. Kola jsou k rámu přišroubována pomocí šroubů se zápusťnou hlavou, podložek a matic.

Zvedák je určen pro manipulaci s břemeny na rovném a pevném podloží. Posuv zvedáku s břemenem by měl být plynulý a klidný, aby nedošlo ke ztrátě stability.

Tab. 10: Technické parametry navrženého zvedáku

<b>Nosnost do (v 1./2./3./4. poloze)</b>	1000/800/600/400 kg
<b>Min./max. délka ramene</b>	930/1320 mm
<b>Maximální zdvih</b>	2312 mm
<b>Hlavní rozměry (d x š x v)</b>	1829 x 1044 x 1664 mm
<b>Hmotnost</b>	137 kg

## 5 Závěr

Dle zadaných požadavků byl navržen mobilní dílenský zvedák s výsuvným ramenem a maximální nosností 1000 kg. Nejprve byla uvedena literární rešerše podobných zařízení vyskytujících se na trhu, z níž byly vybrány vhodné varianty řešení jednotlivých konstrukčních uzlů. Následně byly navrženy hrubé rozměry zvedáku, na jejichž základě pak byly navrhovány rozměry jednotlivých částí a tyto pak byly zkontrolovány pevnostním výpočtem. Rameno zvedáku bylo navíc zkontrolováno pomocí MKP. Dále pak, opět na základě pevnostních výpočtů, proběhla volba spojovacích částí tedy čepů a svarů. Nakonec byl uveden technický popis zařízení včetně sepsání hlavních technických parametrů.



Obr. 5.1 – Navržený dílenský zvedák

## Použitá literatura

- [1] *Jeřáb-dilenský.pdf* [online]. 2010 [cit. 2010-11-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.gude.cz/naradi/lanove-zvedaky/jerab-dilensky-gwk-1000.html>>
- [2] Internetové stránky firmy PRODEXAZ [online]. 2011 [cit. 2011-4-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.prodexaz.cz/paletove-a-jerabove-voziky/jerabovy-vozik-kovo-cheb-j500-a-j1200/>>
- [3] Katalog firmy V&Š HUMPOLEC [online]. 2011 [cit. 2011-4-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.vshumpolec.cz/cenik.pdf>>
- [4] Katalog firmy EMPORO [online]. 2011 [cit. 2011-4-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.emporo.cz/pojizdny-sklopny-jerab-dilensky-nosnost-1000-kg-paralelni-podvozek-pro-palety/d-76330/>>
- [5] Katalog firmy EMPORO [online]. 2011 [cit. 2011-4-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.emporo.cz/pojizdny-otocny-jerab-dilensky-nosnost-300-kg/d-76328/>>
- [6] Internetové stránky firmy FERONA [online]. 2011 [cit. 2011-5-15]. Dostupný z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/strom.php>>
- [7] Internetové stránky firmy AUTOMOTIVE [online]. 2011 [cit. 2011-4-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.e-automotive.cz/hydraulicke-valce/hydraulicky-valec-8t-automotive-p-152020.html?cPath=202813>>
- [8] Katalog firmy PRESAL [online]. 2010 [cit. 2010-11-18]. Dostupný z WWW: <[www.presal.cz](http://www.presal.cz)>
- [9] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : části spojovací*. Ostrava : VŠB – TUO, 2009. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [10] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. upr. vyd. Úvaly : Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [11] PAVLISKA, Jiří; HRABOVSKÝ, Leopold. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. Ostrava : VŠB – TUO, 2004. 133 s. ISBN 80-248-0537-5
- [12] HLAVÁČ, Zdeněk; VIMMR, Jan. *Sbírka příkladů ze statiky a kinematiky*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2007. 240 s. ISBN 978-80-7043-609-7
- [13] LENERT, J. *Pružnost a pevnost I*. Ostrava : VŠB – TUO, 1996. 140 s. ISBN 80-7078-392-3

## Seznam příloh

Označení:	Název:	Formát:
Příloha A	Vzpěra	A4
Příloha B	Stojan	A4
Příloha C	Výložník	A4
Příloha D	Prodloužení výložníku	A4
Příloha E	Noha	A4
Příloha F	Prodloužená noha	A4
Příloha G	Svařovaný rám	A3
Příloha H	Zvedák	A0

Rád bych poděkoval mému vedoucímu bakalářské práce, panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kováři, za odbornou pomoc, konzultace a veškerý věnovaný čas v průběhu zpracování.